

# بهینه‌سازی اقتصادی شبکه مبادله‌کن گرمایی بر اساس طراحی دقیق تجهیزات با به‌کارگیری الگوریتم وال

امین فرزین

مهرانگیز قاضی\*

امیرفرهنگ ستوده

محمد نیکیان

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، تاکستان، ایران

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، تاکستان، ایران

استادیار، گروه محیط زیست، پژوهشگاه نیرو، تهران، ایران

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، تاکستان، ایران

## چکیده

در این مطالعه روشی سریع و قابل اطمینان جهت طراحی دقیق مبادله‌کن‌های پوسته و لوله در شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی ارائه شده است. در همین راستا، متغیرهای طراحی از قبیل مسیر جریان هر یک از دو سیال، تعیین تعداد پوسته‌های لازم، سرعت و افت فشار مجاز، تعداد لوله‌ها، تعداد گذر در لوله و پوسته، طول لوله‌ها، چیدمان لوله‌ها، اندازه و درصد برش دیوارک‌ها، قطر لوله‌ها، قطر پوسته، نسبت گام لوله‌ها و معادلات تجربی مناسب برای محاسبه ضریب‌های انتقال گرما و افت فشار برای جریان سمت پوسته و لوله در نظر گرفته شده است. با توجه به حجم بالای محاسبات از الگوریتم وال (نهنگ) برای طراحی بهینه مبادله‌کن‌های گرمایی از نقطه نظر اقتصادی و در نظر گرفتن هزینه کلی که شامل هزینه سرمایه‌گذاری مبادله‌کن‌ها، پمپ‌ها و هزینه عملیاتی می‌باشد، به‌عنوان تابع هدف، استفاده شده است. دو مورد مطالعاتی چهار و ده جریانی برای طراحی تفصیلی انتخاب شده، که در مورد مطالعاتی اول به‌طور میانگین نسبت به مراجع ۲۰/۵۵٪ و مورد مطالعاتی دوم به‌طور میانگین نسبت به مراجع ۱۴/۴۰٪ کاهش در هزینه نهایی کلی شبکه مبادله‌کن گرمایی را نشان می‌دهد. **واژه‌های کلیدی:** مدل پوسته و لوله، شبکه مبادله‌کن گرمایی، بهینه‌سازی، الگوریتم وال، هزینه نهایی سالیانه، مطالعه فنی-اقتصادی.

## Economic optimization of heat exchangers network based on accuracy design of equipment using whale algorithm

A. Farzin

M. Ghazi

A. F. Sotoodeh

M. Nikian

Department of Mechanical Engineering, Takestan Branch, Islamic Azad University, Takestan, Iran

Department of Mechanical Engineering, Takestan Branch, Islamic Azad University, Takestan, Iran

Energy and Environment Faculty, Niroo Research Institute (NRI), Tehran, Iran

Department of Mechanical Engineering, Takestan Branch, Islamic Azad University, Takestan, Iran

## Abstract

This study presented a new method to accurate design of shell and tube heat exchanger network. It's considered some parameters as decision variables such as the design of determined the flow path of each fluids, number of required shell side, allowable velocity and pressure drop, number of tubes, number of passes in shell and tube sides, length of tube, layouts of tubes, size and percentage of baffle cut, shell diameter, tube diameter, tube pitch and experimental equations to calculate pressure drop and heat transfer coefficients in shell and tube side heat exchanger units. It has been used whale algorithm to achieve optimum total annual cost for heat exchanger unit. The total annual cost is as objective function that included capital and energy costs. The results showed in two cases studies including four and ten streams in shell and tube heat exchanger networks. The total annual cost reduced almost 20.55% and 14.40% compared with others for two case study.

**Keywords:** Shell-and-tube heat exchanger, Heat exchanger networks, Optimization, Whale optimization algorithm, Total annual cost, Techno-economic study.

## ۱- مقدمه

را در صنایع مختلف تشکیل می‌دهند [۲]. برای طراحی و بهینه‌سازی مبادله‌کن‌های گرمایی، که نقش مهمی در بهبود عملکرد شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی ایفا می‌کنند نیاز به دانش یکپارچه از ترمودینامیک، انتقال گرما، دینامیک سیالات و ارزیابی هزینه‌ها می‌باشد [۲]. طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته و لوله با پارامترهای هندسی قطر پوسته، قطر لوله‌ها، طول لوله‌ها، تعداد لوله‌ها، گام لوله‌ها، چیدمان لوله‌ها، افت فشار و غیره رابطه مستقیم دارد. به‌طور کلی اهداف بهینه‌سازی مبادله‌کن‌های گرمایی به‌منظور حداقل رساندن هزینه‌های کلی سالیانه، افزایش راندمان و کاهش فشار می‌باشد [۳]. تحقیقات متعددی جهت طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته و لوله بر اساس روش کرن [۶-۴] و روش بل [۱۰-۷] صورت گرفته است. سلباس و همکاران [۱۱] مطالعه‌ای در راستای بهینه‌سازی مبادله‌کن

بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی امروزه به‌عنوان یک چالش بزرگ پیش روی مهندسين و محققين قرار دارد. از آنجاييکه بخش عمده‌ای از انرژی در صنایع مصرف می‌شود، بنابراین اجزا و قطعات مصرف کننده انرژی در صنایع گوناگون بایستی مورد بازبینی و حتی طراحی مجدد قرار گیرند تا مصرف انرژی در آنها به صورت بهینه صورت پذیرد [۱]. مبادله‌کن‌های گرمایی یکی از اساسی‌ترین تجهیزات در صنایع مختلف می‌باشند که امکان انتقال انرژی گرمایی بین دو یا چند سیال در دماهای مختلف را فراهم می‌کنند [۱]. در میان انواع مختلف مبادله‌کن‌های گرمایی، مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته و لوله یکی از رایج‌ترین آنها می‌باشند که بیش از ۶۵ درصد از مبادله‌کن‌های گرمایی

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: m.ghazi@tiau.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۸/۱۱/۰۴

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۹/۲۴

گرمایی پوسته و لوله برای به حداقل رساندن هزینه کلی سالیانه انجام دادند. آنها با در نظر گرفتن سه متغیر قطر لوله، قطر پوسته و فاصله بافل‌ها و استفاده از الگوریتم ژنتیک به طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته و لوله پرداختند. بابو و مانور [۱۲] به مقایسه عملکرد الگوریتم‌های ژنتیک و تکامل تفاضلی برای بهینه‌سازی اقتصادی مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله پرداختند. قانعی و همکاران [۱۳] طراحی خود را با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ذرات چند منظوره توسعه دادند. آنها برای نشان دادن کارآمد بودن روش خود نتایج بدست آمده را با مقادیر گزارش شده توسط صنایع و همکاران [۷] مقایسه کردند.

طراحی و چیدمان شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی یکی از حوزه‌های مهم در مهندسی سیستم‌های فرآیند به‌شمار می‌روند. سرنا و جمینز [۱۴] طراحی شبکه مبادله‌کن گرمایی برای به حداقل رساندن سطح کلی را با محاسبه ضرایب انتقال گرما و استفاده از مدل پیشنهادی ججد و پلی [۱۵] و بر مبنای روش بل-دلور [۱۰] برای سمت پوسته توسعه دادند. میزوتانی و همکاران [۱۶] طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی برای طراحی شبکه ارائه شده توسط یی و گروسمان [۱۷] را توسعه دادند. کریمی و همکاران [۱۸] بهینه‌سازی هزینه کلی سالیانه شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی مختلط را با سه الگوریتم کلونی مورچگان و الگوریتم ترکیبی ژنتیک و ازدحام ذرات و جهش قورباغه مورد مطالعه قرار دادند. لکزبان و حسین‌زاده [۱۹] روشی را برای افزایش راندمان مبادله‌کن‌های گرمایی کمپرسور دو مرحله‌ای در نیروگاه طوس ارائه دادند.

در مطالعه حاضر شبکه‌های مبادله‌کن‌های گرمایی با در نظر گرفتن هزینه کلی سالیانه به‌عنوان تابع هدف از دیدگاه اقتصادی بهینه می‌شوند. هزینه کلی سالیانه شبکه شامل هزینه‌های یوتیلیتی سرد و گرم، هزینه‌های عملیاتی (هزینه‌های جاری-هزینه پمپ کردن) و هزینه سرمایه‌گذاری مبادله‌کن‌های گرمایی می‌باشد. طراحی بهینه مبادله‌کن‌های گرمایی بر اساس مدل‌سازی هندسی و هیدرولیکی و با استفاده از الگوریتم فرا ابتکاری وال صورت گرفته است. پارامترهای هندسی قطر لوله‌ها، طول لوله‌ها، گام لوله‌ها، تعداد چیدمان لوله‌ها، درصد برش دیوارک‌ها، فاصله بین دیوارک‌ها، تعداد پاس لوله‌ها و محل عبور جریان گرم و سرد و رعایت استاندارد TEMA و افت فشار و سرعت مجاز جریان در سمت لوله و پوسته به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته شده است. به‌طور کلی نوآوری مطالعه حاضر را می‌توان به‌صورت زیر خلاصه نمود:

- کاربرد این روش برای موردهای مطالعاتی، توانایی آن برای یک طراحی خوب در جهت بهبود تابع هدف همراه با طراحی جزئیات را نشان می‌دهد.
- در این روش با توجه به شبکه موجود، متغیرهای طراحی و پارامترهای تصحیح راه حل‌های پی‌درپی به‌صورت تصادفی توسط الگوریتم فرا ابتکاری وال مورد بررسی قرار می‌گیرند.
- در این روش نمی‌توان ادعا نمود که به نقطه بهینه جامع دست

یافتیم، اما با توجه به تکرارهای زیاد و فراوانی بازه متغیرهای طراحی، راه حل بهینه کلی نسبت به سایر روش‌ها پیدا شده است.

- در طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی استاندارد TEMA رعایت شده است.
- با توجه به بار و ظرفیت گرمایی جریان‌ها و همچنین طراحی دقیق مبادله‌کن‌های جریان‌های فرآیندی، هزینه سرمایه‌گذاری و هزینه عملیاتی برای هر مبادله‌کن گرمایی به‌صورت دقیق محاسبه می‌شود. این امر باعث دقت در محاسبه ضریب انتقال گرما می‌شود.

بخش‌های مختلف این مطالعه شامل: تعریف مسئله، مدل ریاضی طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته و لوله، محدودیت‌ها و دامنه متغیرهای طراحی، تعریف تابع هدف، تکنیک بهینه‌سازی الگوریتم وال، نتایج محاسباتی و تجزیه و تحلیل برای موردهای مطالعاتی و نتیجه‌گیری نهایی می‌باشد.

## ۲- تعریف مسئله

هدف بهینه‌سازی در این تحقیق کاهش هزینه کلی سالیانه شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی بوده که توسط الگوریتم وال بر روی شبکه‌های از پیش طراحی، حاصل می‌شود. داده‌ها شامل نرخ جریان‌ها، دماهای ورودی و خروجی جریان‌ها، دماها و هزینه‌های جریان‌های یوتیلیتی گرم و سرد و خصوصیات فیزیکی جریان‌ها مانند ویسکوزیته، چگالی، هدایت حرارتی و ظرفیت حرارتی می‌باشد. در شکل ۱ فلوچارت کلی مراحل انجام مطالعه حاضر نشان داده شده است.

### ۳- مدل ریاضی

نرخ تبادل گرما بین جریان‌های سرد و گرم توسط رابطه زیر داده می‌شود [۲۰]:

$$Q = m_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) = m_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (1)$$

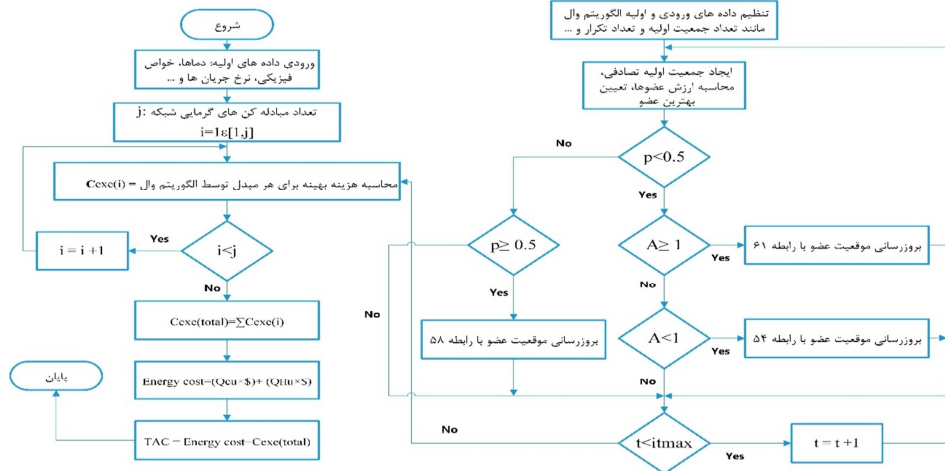
سطح کلی انتقال گرما از رابطه ذیل محاسبه می‌شود [۲۰]:

$$A = \frac{Q}{UF\Delta T_{LMTD}} \quad (2)$$

که در رابطه بالا اختلاف دمای متوسط لگاریتمی با توجه به در نظر گرفتن جریان متقاطع از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۰]:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left[ \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right]} \quad (3)$$

جریان سیال سمت پوسته در مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله نسبت به سمت لوله ترکیب پیچیده‌ای از جریان همسو، ناهمسو و عرضی متقاطع مورب است. بنابراین در معادله مبادله‌کن‌های گرمایی، اختلاف دمای متوسط لگاریتمی باید به وسیله شاخص F که وابستگی پیچیده‌ای به نوع مبادله‌کن گرمایی و نیز دمای ورودی و خروجی دو سیال دارد، تصحیح شود [۲۰].



شکل ۱- الگوریتم پیشنهادی بهینه‌سازی شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی، با بکارگیری الگوریتم وال

گرما و افت فشار به سه ناحیه لایه‌ای، گذار و توسعه یافته تقسیم می‌شود. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جریان آرام از رابطه سیدرو تیت [۲۲] و برای شرایط گذرا و کاملاً توسعه یافته بترتیب از رابطه‌های هوزن، دیتوس و بولتر استفاده شده است [۲۲].

$$h_t = K_{ht1} V_t^{1/3} \text{ for laminar flow } (Re_t \leq 2100) \quad (8)$$

$$h_t = K_{ht2} V_t^{2/3} - K_{ht3} \text{ for transition flow } (2100 < Re_t \leq 10^4) \quad (9)$$

$$h_t = K_{ht4} V_t^{4/5} \text{ for fully developed turbulent flow } (Re_t \geq 10^4) \quad (10)$$

در معادله‌های بالا ضرایب مطابق روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$K_{ht1} = 1.86 \frac{k_t}{d_i} \left[ \left( \frac{\rho_t d_i}{\mu_t} \right) Pr_t \left( \frac{d_i}{L} \right) \right]^{1/3} \quad (11)$$

$$K_{ht2} = 0.116 \frac{k_t}{d_i} \left( \frac{\rho_t d_i}{\mu_t} \right)^{2/3} Pr_t^{1/3} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (12)$$

$$K_{ht3} = 14.5 \frac{k_t}{d_i} Pr_t^{1/3} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (13)$$

$$K_{ht4} = C \frac{k_t}{d_i} Pr_t^{2/5} \left( \frac{\rho_t d_i}{\mu_t} \right)^{4/5} \quad (14)$$

(C = 0.024 for heating, 0.023 for cooling)

سرعت سیال در لوله، عدد رینولدز و پراپرتی از روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$V_t = \frac{m_t}{\pi d_i^2 \rho_t} \left( \frac{N_p}{N_t} \right) \quad (15)$$

$$Re_t = \frac{\rho_t V_t d_i}{\mu_t} \quad (16)$$

$$Pr_t = \frac{\mu_t C_{pt}}{k_t} \quad (17)$$

ضریب انتقال گرما برای سمت پوسته از روابط زیر محاسبه می‌شود [۲۲]:

$$h_s = K_{hs1} V_s^2 + K_{hs2} V_s + K_{hs3} \text{ for } Re_s \leq 250 \quad (18)$$

$$h_s = K_{hs4} V_s^{0.6633} \text{ for } 250 < Re_s \leq 250000 \quad (19)$$

در روابط (۱۸) و (۱۹) ضرایب بصورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$K_{hs1} = -3.722 \times 10^{-5} \frac{F_p F_L L_s K_c^{2/3} c_p^2 d_o}{\mu^3} \quad (20)$$

$$K_{hs2} = 0.03843 \frac{F_p F_L L_s K_c^{2/3} c_p^2}{\mu^3} \quad (21)$$

$$F = \sqrt{R^2 + 1} \times \frac{\ln \frac{1-P}{1-PR}}{(R-1) \ln \left( \frac{2-P(R+1+\sqrt{R^2+1})}{2-P(R+1+\sqrt{R^2+1})} \right)} \quad (4)$$

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} \quad (5)$$

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (6)$$

ضریب کلی انتقال گرما، یکی از مهمترین شاخص‌ها در مبادله‌کن گرمایی بوده و تشخیص مقاومت اصلی در انتقال گرما درون یک مبادله‌کن گرمایی به منظور طراحی و ارزیابی عملکرد آن از اهمیت بسیار زیادی برخوردار است. برای محاسبه ضریب کلی انتقال گرما داریم [۲۰]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + R_{sf} + \frac{d_o}{2k} \ln \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{d_o}{d_i} R_{tf} + \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_r}} \quad (7)$$

### ۱-۳- ضریب‌های انتقال گرما

ضریب‌های انتقال گرما بیشتر در قالب روابط تجربی حاصل از مطالعات آزمایشگاهی محققان مختلف در دسترس است. در انتخاب یک معادله تجربی مناسب برای تعیین ضریب انتقال گرما باید در خصوص دامنه‌ی کاربرد آن معادله دقت داشت. طراحی یک مبادله‌کن گرمایی تنها از نظر مبحث انتقال گرما و روابط حاکم بر آن کافی نیست. افت فشار در سمت هر یک از دو سیال در یک مبادله‌کن گرمایی شاخص مهمی است که باید برای هندسه‌ی طراحی شده‌ی مبادله‌کن گرمایی و شرایط جریان، محاسبه و بهینه‌سازی شود. در همین راستا مدل ریاضی استفاده شده برای محاسبات ضریب‌های انتقال گرما و افت فشار مناسب با شرایط ذیل انتخاب شده‌اند [۲۱]:

• سیال تک فاز برای سمت لوله و پوسته

• لوله‌های صاف و ساده

• دیوارک‌های تک قطاع و برش آن هم در گستره‌ی ۵۰٪-۲۰٪

• خصوصیات فیزیکی ثابت بر مبنای میانگین دمای ورودی و خروجی سیال

• ضریب‌های انتقال گرما سمت لوله به سرعت سیال و رژیم جریان

بستگی دارند. با توجه به رژیم جریان محاسبات ضریب‌های انتقال

که در آن‌ها برای  $R_S$  ضریب تصحیح برای فواصل متغیر بین بافل‌ها،  $d_e$  قطر معادل سمت پوسته و  $C_{De}$  فاکتور تصحیح آرایش لوله‌ها داریم:

$$R_S = \left(\frac{B}{B_{in}}\right)^{1.8} + \left(\frac{B}{B_{out}}\right)^{1.8} \quad (43)$$

$$d_e = C_{De} \frac{P_T^2}{d_o} + d_o \quad (44)$$

$$C_{De} = \begin{cases} \frac{4}{\pi} & \text{for square pitch} \\ \frac{2\sqrt{3}}{\pi} & \text{for triangular pitch} \end{cases} \quad (45)$$

سرعت سیال و عدد رینولدز در نزدیکی نازل‌ها داریم:

$$Re_{NS,inlet} = \frac{\rho d_{NS,inlet} V_{NS,inlet}}{\mu} \quad (46)$$

$$V_{NS,inlet} = \frac{m_s}{\rho \left(\frac{\pi d_{NS,inlet}^2}{4}\right)} \quad (47)$$

$$Re_{NS,outlet} = \frac{\rho d_{NS,outlet} V_{NS,outlet}}{\mu} \quad (48)$$

$$V_{NS,outlet} = \frac{m_s}{\rho \left(\frac{\pi d_{NS,outlet}^2}{4}\right)} \quad (49)$$

برای مبادله‌کن گرمایی با چند پوسته سری افت فشار کلی توسط رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$\Delta P_{total} = N_{shells} \Delta P_S + N_{shells} \Delta P_T \quad (50)$$

که در آن برای  $N_{shells}$  تعداد پوسته داریم [۲۲]:

$$N_{shells} = \frac{\ln\left(\frac{1-RP}{1-P}\right)}{\ln W} \quad \text{for } R \neq 1 \quad (51)$$

$$N_{shells} = \frac{\left(\frac{P}{1-P}\right) \left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2} - X_P\right)}{X_P} \quad \text{for } R = 1$$

#### ۴- محدودیت‌های طراحی

در روند بهینه سازی فضای حل با توجه به قیود موجود در استانداردهای TEMA محدود و همچنین، سرعت و افت فشار در محدوده مجاز کنترل خواهند شد. روند طراحی مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله باید به گونه‌ای باشد تا محدودیت‌های هندسی و عملیاتی را برآورده کند. در بسیاری از کاربردها، افت فشار موجود برای جریان

$$F_C = \begin{cases} 16 & Re \leq 2100 \\ 5.36 \times 10^{-6} & 2100 < Re < 3000 \\ 0.0791 & Re \geq 3000 \end{cases} \quad (31)$$

$$m_f = \begin{cases} -1 & Re \leq 2100 \\ 0.949 & 2100 < Re < 3000 \\ -0.25 & Re \geq 3000 \end{cases} \quad (32)$$

$$\alpha_R = \begin{cases} 3.25 N_p - 1.5 & 500 \leq Re \leq 2100 \\ 2 N_p - 1.5 & Re > 2100 \end{cases} \quad (33)$$

$$C_{TN,inlet,outlet} = \begin{cases} C_{SN,inlet,outlet} & 100 \leq Re_{TN,inlet,outlet}, Re_{SN,inlet,outlet} \leq 2100 \\ 0.75 & Re_{TN,inlet,outlet}, Re_{SN,inlet,outlet} > 2100 \\ 0.375 & \end{cases} \quad (34)$$

سیال درون مبادله‌کن گرمایی به وسیله شرایط فرآیند تعیین می‌شود. سرعت بالای سیال منجر به افزایش ضریب انتقال گرما، افزایش افت فشار، فرسایش سطوح انتقال گرما، تشدید ارتعاش لوله‌ها و کاهش رسوب‌گیری در مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته و لوله می‌شوند [۲۳]. با توجه به موارد ذکر شده سرعت مجاز سیال با در نظر گرفتن نوع سیال و مسیر جریان برای مایعات سمت لوله  $4 \leq v_t \leq 1$  متر بر ثانیه و سمت پوسته  $1.5 \leq v_s \leq 0.3$  متر بر ثانیه، برای بخار و گاز با در نظر گرفتن فشار و چگالی سیال در شرایط خلاء محدوده سرعت‌های مجاز  $70-50$  متر بر ثانیه، برای فشارهای پایین نزدیک به فشار محیط  $30-10$  متر بر ثانیه و برای فشارهای بالا  $5-10$  متر بر ثانیه هستند.

$$K_{hs3} = \rho (C_{NS,inlet} V_{NS,inlet}^2 + C_{NS,outlet} V_{NS,outlet}^2) \quad (22)$$

$$K_{hs4} = 0.08747 \frac{F_p F_L J_S K_C^2 C_p^{0.6633}}{\mu^{0.33} d_o^{0.3367} B_C^{0.5053}} \quad (23)$$

که در آن  $F_p$  ضریب گام برای چیدمان مثلثی و مربعی چرخیده ( $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ ) عدد یک و برای مربعی با زاویه  $90^\circ$  (مربعی خطی)  $0.85$ ،  $F_L$  ضریب ناشی با صفحه لوله ثابت  $0.9$ ، پوسته و لوله-ی U شکل  $0.85$  و مبادله‌کن‌های گرمایی با کله‌گی شناور  $0.8$  در نظر گرفته می‌شود.  $J_S$  ضریب تصحیح برای فاصله بین بافل‌ها از رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$J_S = \begin{cases} \frac{(N_B - 1) + \left(\frac{B_{in}}{B}\right)^{2/3} + \left(\frac{B_{out}}{B}\right)^{2/3}}{(N_B - 1) + \left(\frac{B_{in}}{B}\right) + \left(\frac{B_{out}}{B}\right)} & \text{for } Re_S < 100 \\ \frac{(N_B - 1) + \left(\frac{B_{in}}{B}\right)^{2/5} + \left(\frac{B_{out}}{B}\right)^{2/5}}{(N_B - 1) + \left(\frac{B_{in}}{B}\right) + \left(\frac{B_{out}}{B}\right)} & \text{for } Re_S \geq 100 \end{cases} \quad (24)$$

سرعت سیال و عدد رینولدز در سمت پوسته از روابط (۲۵) و (۲۶) تعیین می‌شوند:

$$v_s = \frac{m_s}{\rho B \left[ (D_S - d_B) + \frac{(D_B - d_B)(P_T - d_o)}{P_C} \right]} P_{CF} \begin{cases} 1, & \text{for } 30^\circ \text{ and } 90^\circ \text{ layouts} \\ \sqrt{2}/2, & \text{for } 45^\circ \text{ layouts} \\ \sqrt{3}/2, & \text{for } 60^\circ \text{ layouts} \end{cases} \quad (25)$$

$$Re_S = \frac{\rho d_o v_s}{\mu} \quad (26)$$

#### ۲-۳- افت فشار

افت فشار کلی جریان در لوله از مجموع افت طولی، افت ورودی و خروجی جریان و افت نازل‌ها تشکیل شده است [۲۲]:

$$\Delta P_T = \Delta P_{TT} + \Delta P_{TE} + \Delta P_{TN} \quad (27)$$

$$\Delta P_T = K_{PT1} N_p L V_T^{2+mf} + K_{PT2} V_T^2 + K_{PT3}$$

که در آن:

$$K_{PT1} = \frac{2 F_C \left(\frac{\rho d_i}{\mu_t}\right)^{mf} \rho}{d_i} \quad (28)$$

$$K_{PT2} = 0.5 \alpha_R \rho \quad (29)$$

$$K_{PT3} = \rho (C_{TN,inlet} V_{TN,inlet}^2 + C_{TN,outlet} V_{TN,outlet}^2) \quad (30)$$

در روابط بالا ثابت‌ها بر اساس رژیم جریان و عدد رینولدز در طول لوله و نیز عدد رینولدز در مقطع ورودی و خروجی تعیین می‌شوند:

برای عدد رینولدز و سرعت جریان در مقطع ورودی و خروجی داریم:

$$Re_{TN,inlet} = \frac{\rho d_{TN,inlet} V_{TN,inlet}}{\mu} \quad (35)$$

$$V_{TN,inlet} = \frac{m_T}{\rho \left(\frac{\pi d_{TN,inlet}^2}{4}\right)} \quad (36)$$

$$Re_{TN,outlet} = \frac{\rho d_{TN,outlet} V_{TN,outlet}}{\mu} \quad (37)$$

$$V_{TN,outlet} = \frac{m_T}{\rho \left(\frac{\pi d_{TN,outlet}^2}{4}\right)} \quad (38)$$

افت فشار کلی در پوسته از مجموع افت جریان سیال در پوسته [۲۲] و افت فشار در مقطع ورودی و خروجی پوسته [۲۲] تشکیل شده است:

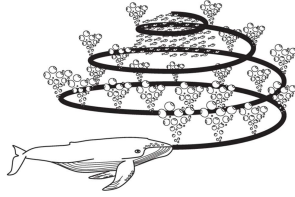
$$\Delta P_S = \Delta P_{SS} + \Delta P_{NS} = K_{PS1} V_S^{1.875} + K_{PS2} V_S^{1.843} + K_{PS3} \quad (39)$$

که در رابطه ۳۹ ضرایب مطابق با روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$K_{PS1} = 18 \left(5 \frac{B}{D_S} - 1\right) \left(\frac{N_B - 1}{+R_S}\right) \frac{a D_S \rho \left(\frac{B_C}{0.2}\right)^{m_{fo}} \left(\frac{\rho d_e}{\mu}\right)^{-0.12}}{d_e} \quad (40)$$

$$K_{PS2} = 90 \left(1 - \frac{B}{D_S}\right) \left(\frac{N_B - 1}{+R_S}\right) \frac{b D_S \rho \left(\frac{B_C}{0.2}\right)^{m_{fo}} \left(\frac{\rho d_e}{\mu}\right)^{-0.157}}{d_e} \quad (41)$$

$$K_{PS3} = \rho (C_{NS,inlet} V_{NS,inlet}^2 + C_{NS,outlet} V_{NS,outlet}^2) \quad (42)$$



شکل ۲- رفتار تغذیه‌ای حیابی نهنگ کوهان‌دار [۲۶]

الگوریتم وال در سه فاز شکار محاصره‌ای، فاز بهره برداری (روش حمله به حباب تور) و مرحله اکتشاف (جستجوی شکار) انجام می‌شود. این رفتار از طریق روابط زیر بیان می‌شود [۲۶]:

$$\vec{D} = |\vec{C} \cdot \vec{X}^*(t) - \vec{X}(t)| \quad (54)$$

$$\vec{X}(t+1) = \vec{X}^*(t) - \vec{A} \cdot \vec{D} \quad (55)$$

که در آن  $t$  تکرار جاری،  $\vec{A}$  و  $\vec{C}$  بردارهای ضرایب،  $\vec{X}^*$  بردار مکان بهترین راه حل بدست آمده در حال حاضر و  $\vec{X}$  بردار مکان است.  $\vec{X}^*$  با توجه به راه حل بهتر در هر تکرار بروز می‌شود. بردارهای  $\vec{A}$  و  $\vec{C}$  طبق روابط زیر محاسبه می‌گردند:

$$\vec{A} = 2\vec{a} \cdot \vec{r} - \vec{a} \quad (56)$$

$$\vec{C} = 2 \cdot \vec{r} \quad (57)$$

که در آنها  $\vec{a}$  بصورت خطی از مقدار ۲ تا ۰ در فازهای اکتشاف و استخراج طی تکرارها کاهش، و  $\vec{r}$  بردار تصادفی در فاصله ۰ تا ۱ می‌باشد.

جهت مدلسازی ریاضی رفتار حباب تور وال‌ها در فاز بهره برداری دو روش طراحی شده است [۲۶]:

۱) مکانیزم محاصره‌ای انقباضی: این رفتار از طریق افزایش مقدار  $\vec{a}$  در رابطه (۵۶) حاصل می‌شود.

۲) مکان در حال بروزسانی مارپیچی: این روش در ابتدا فاصله بین وال قرار گرفته در مختصات  $(X, Y)$  و طعمه موجود در  $(X^*, Y^*)$  را محاسبه می‌کند. معادله‌ای مارپیچی بین موقعیت نهنگ و طعمه ایجاد می‌شود تا حرکت حلزونی شکل نهنگ گوزپشت را تقلید کند:

$$\vec{X}(t+1) = \vec{D} \cdot e^{bt} \cdot \cos(2\pi t) + \vec{X}^*(t) \quad (58)$$

که در آن  $\vec{D} = |\vec{X}^*(t) - \vec{X}(t)|$  به فاصله ۱ امین نهنگ تا طعمه اشاره دارد.  $b$  ثابتی برای تعریف شکل مارپیچی لگاریتمی و  $a$  اعدادی تصادفی در بازه  $(-1, 1)$  می‌باشد. لازم به ذکر است که نهنگ گوزپشت، حول طعمه در امتداد یک دایره‌ای انقباضی و همزمان در مسیر مارپیچی شکلی به شنا در می‌آید. جهت مدلسازی این رفتار همزمان، فرض شده است که نهنگ با احتمال ۵۰ درصد از بین مکانیزم محاصره‌ای انقباضی و یا مدل مارپیچی یکی را انتخاب می‌کند تا موقعیت نهنگ‌ها در طول بهینه سازی به روز رسانی شود [۲۶]. مدل ریاضی بدین صورت است:

$$\vec{X}(t+1) = \begin{cases} \vec{X}^*(t) - \vec{A} \cdot \vec{D} & \text{if } P < 0.5 \\ \vec{D} \cdot e^{bt} \cdot \cos(2\pi t) + \vec{X}^* & \text{if } P \geq 0.5 \end{cases} \quad (59)$$

که در آن  $P$  عددی تصادفی بین  $(0, 1)$  است.

علاوه بر روش حباب تور، نهنگ‌های گوزپشت به صورت تصادفی به دنبال طعمه می‌گردند. در مرحله اکتشاف (جستجوی شکار) روشی مشابه بر مبنای تغییرات بردار  $\vec{A}$  را می‌توان جهت جستجوی شکار (اکتشاف) به کار گرفت. در حقیقت، نهنگ‌های گوزپشت، بر طبق

محدوده متغیرهای طراحی مطابق با جدول ۱ در نظر گرفته شده است.

جدول ۱- محدوده پارامترهای طراحی مبادله‌کن‌های پوسته و لوله

متغیر	محدوده
چیدمان لوله	مثلی (۳۰)، مثلی چرخیده (۶۰)، مربعی (۹۰)، مربعی چرخیده (۴۵)
تعداد پاس لوله	۲۰، ۴۰، ۶۰، ۸۰
طول لوله (متر)	۰.۶، ۰.۴، ۰.۳، ۰.۲، ۰.۱۸۳، ۰.۲۴۴، ۰.۳۰۵، ۰.۳۶۶، ۰.۴۳۸، ۰.۵۱۰، ۰.۵۸۱، ۰.۶۵۳، ۰.۷۲۳، ۰.۷۹۵، ۰.۸۶۷، ۰.۹۴۰
قطر لوله (میلی متر) (خارجی-داخلی)	(۴/۹۳:۶/۱۶)، (۵/۲۳:۶/۳۵)، (۱۰/۹۲:۱۳/۶۵)، (۱۲/۸:۱۶)، (۱۴/۸:۱۸)، (۱۴/۱۰:۱۵/۸۸)، (۱۶/۸:۲۰)، (۱۷/۲۷:۱۹/۰۵)، (۱۸/۸:۲۲)، (۲۱/۸:۲۵)، (۲۳/۶۲:۲۵/۴۰)، (۲۶/۸:۳۰)، (۲۸/۸:۳۲)، (۲۹/۹۷:۳۱/۷۵)، (۳۴/۸:۳۸)، (۳۶/۸:۴۰)، (۴۶/۸:۷۰)
فاصله بین بافل (سانتی متر)	۲۰-۵۰
برش دیوار کها(°)	۱۵-۴۵
تعداد لوله	۵۰-۲۰۰۰
گام لوله	۱/۵ - ۱/۲۵
موقعیت جریان سیال گرم	سمت لوله یا پوسته

## ۵- تابع هدف

ارزیابی مبادله‌کن‌های گرمایی به لحاظ اقتصادی در چرخه عمر سیستم، عموماً با برآورد مقدار شاخص‌هایی چون هزینه عملیاتی، هزینه‌های سرمایه‌گذاری و مبادله‌ی انرژی همراه است. هزینه‌های سرمایه‌گذاری، در واقع هزینه‌هایی هستند که قبل از بهره برداری و راه‌اندازی سیستم، در مرحله طراحی، ساخت و نصب آن به مصرف می‌رسند. قسمت عمده‌ی این دسته هزینه‌ها مربوط به ساخت مبادله‌کن می‌باشد. هزینه‌های عملیاتی، به‌طور کلی شامل هزینه انرژی مصرفی برای راه‌اندازی تجهیزات سیستم و هزینه‌های نگهداری می‌باشند [۲۵]. قسمت عمده‌ی این هزینه‌ها مربوط به انرژی الکتریکی مصرفی توسط پمپ سیستم است. هزینه کلی طبق رابطه زیر مشخص می‌شود [۲۵]:

$$C_{exe} = A_f [C_{cap} + C_{pump,s} + C_{pump,T}] + C_{pow,s} + C_{pow,T} \quad (52)$$

$$TAC = A_f \left( \sum_{HP} \sum_{CP} \sum_{ST} C_{exe} + \sum_{HP} C_{exe,cu} + \sum_{CP} C_{exe,hu} \right) + \sum_{HP} CCU \chi_{qcu} + \sum_{HP} CHU \chi_{qhu} \quad (53)$$

## ۶- تکنیک بهینه‌سازی (الگوریتم بهینه‌سازی وال یا نهنگ کوهان‌دار)

الگوریتم‌های فرا ابتکاری الهام گرفته از طبیعت مبتنی بر تکامل، فیزیک و ازدحام می‌باشند، که مسائل بهینه‌سازی را با تقلید پدیده‌های بیولوژیکی و فیزیکی حل می‌کنند. الگوریتم وال مانند الگوریتم‌های انبوه ذرات و ملخ در دسته الگوریتم‌های هوش ازدحامی و مبتنی بر جمعیت اولیه قرار دارند. شکار مورد علاقه وال‌ها کریل و گروه ماهی‌های کوچک هستند، که این امر را با ایجاد حباب‌های شاخصی در امتداد مسیریابی به انجام می‌رسانند (شکل ۲) [۲۶].

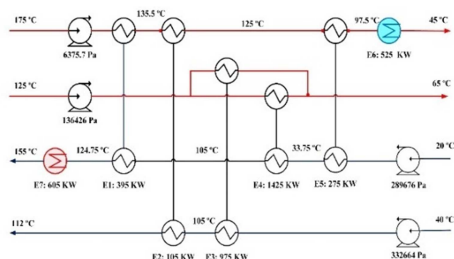
جدول ۳- مشخصات فیزیکی جریان‌ها مورد مطالعاتی اول

جریان	$\rho [kg/m^3]$	$c_p [J/kg \cdot ^\circ C]$	$\mu [cPs]$	$k [W/m \cdot ^\circ C]$	$R_d [m^2 C/W]$
H1	۷۱۶	۱۶۵۸	۰/۲۴	۱/۱	۰/۰۰۰۱۵
H2	۷۷۷	۲۶۸۴	۰/۲۳	۰/۲۴	۰/۰۰۰۱۵
C1	۷۰۰	۲۴۵۶	۰/۲۳	۰/۱۲	۰/۰۰۰۱۵
C2	۶۸۰	۲۲۷۰	۰/۲۳	۰/۰۱۱	۰/۰۰۰۱۵

جدول ۴- داده‌های اقتصادی مورد مطالعاتی اول

موارد	داده‌های هزینه	موارد	داده‌های هزینه
$C_{cap} [\$]$	$N_s [30800 + 890A^{0.8}]$	$C_{pumping} [$/W]$	۰/۰۰۰۰۵
$C_{pump} [\$]$	$2000 + 5(\Delta P M/\rho)^{0.68}$	$\eta$	۰/۷۰
$C_{pow} [$/yr]$	$C_{pumping} H_y/\eta M/\rho \Delta P$	$A_t [1/yr]$	۰/۲۳۰۹۷۴۸
$H_y [h/yr]$	۸۰۰۰		

شکل ۳ شبکه بهینه شده برای مورد مطالعاتی اول را نشان می‌دهد. همانطوریکه مشاهده می‌شود فرآیند شامل دو جریان گرم و دو جریان سرد، پنج عدد مبادله‌کن گرمایی فرآیندی و دو عدد مبادله‌کن یوتیلیتی گرم و سرد می‌باشد. جداول ۵ و ۶ و تمامی اطلاعات مربوط به طراحی مبادله‌کن گرمایی پوسته و لوله بر اساس طراحی دقیق جزئیات مبادله‌کن‌ها برای مثال اول و مقایسه بین نتایج روش پیشنهادی با مراجع [۲۸ و ۲۹]، را نشان می‌دهد.



شکل ۳- شبکه بهینه مورد مطالعاتی اول

همانطور که در جدول ۶ ملاحظه می‌شود شاهد افزایش سطح نسبت به مراجع هستیم. مقدارهای طراحی مطابق جدول ۸ نشان می‌دهد که تغییرات افت فشار و تعیین مسیر جریان‌های سرد و گرم در داخل لوله و پوسته، می‌تواند در کاهش هزینه‌های پمپاژ و همچنین هزینه کلی سالیانه شبکه مفید واقع شود. با توجه به جدول ۷ هزینه‌ی کلی سالیانه شبکه نسبت به مرجع [۲۸] ۴۹/۸۶٪ کاهش و نسبت به مرجع [۲۹] ۸/۷۶٪ افزایش را نشان می‌دهد.

جدول ۵- نتایج مورد مطالعاتی اول و مراجع

مطالعه حاضر	مرجع [۲۹]	مرجع [۲۸]	پارامتر
۱۵۳/۱۸	۱۱۵/۴۵	۱۱۷/۹۳	$A (m^2)$
۶۶۵۵۰	۶۶۵۵۰	۶۶۵۵۰	Heating utility costs (\$/year)
۵۲۵۰	۵۲۵۰	۵۲۵۰	Cooling utility costs (\$/year)
۲۴۲۵۳/۴۰	۱۰۵۹۱/۶۱	۹۰۲۹/۵۳	Capital pumps cost (\$)
۵۳۰۷/۵۲	۳۴۸۴/۹۵	۷۹۵/۸۰	Pumping cost (\$/year)

مکان یکدیگر، به صورت تصادفی به جستجو می‌پردازند. بنابراین، بردار  $\vec{A}$  را با مقادیر تصادفی بزرگتر از ۱ یا کمتر از ۱- به کار گرفته شده تا عامل جستجو را مجبور به دور شدن از نهنگ مرجع کند. بر خلاف فاز استخراج، جهت بروز رسانی موقعیت عامل جستجو در فاز اکتشاف به جای استفاده از داده‌های بهترین عامل جستجو، از انتخاب تصادفی عامل بهره برده شده است. این مکانیزم به همراه  $|\vec{A}| > 1$  بر اکتشاف تاکید دارند و به الگوریتم WOA اجازه می‌دهند تا جستجویی سراسری را به انجام رساند [۲۶]. مدل ریاضی به صورت زیر است:

$$\vec{D} = |\vec{C} \cdot \vec{X}_{Rand} - \vec{X}| \quad (60)$$

$$\vec{X}(t+1) = |\vec{X}_{Rand} - \vec{A} \cdot \vec{D}| \quad (61)$$

در این معادله، بردار  $\vec{X}_{Rand}$  بردار موقعیت تصادفی انتخاب شده (نهنگ تصادفی) از جمعیت جاری است. الگوریتم WOA با مجموعه‌ای از راه حل‌های تصادفی شروع به کار می‌کند. در هر تکرار، عوامل جستجو موقعیت خود را با توجه به عامل جستجویی که تصادفی انتخاب شده و با بهترین راه حل به دست آمده جاری، به روز رسانی می‌کنند. پارامتر  $a$  جهت فراهم آوردن اکتشاف و استخراج، به ترتیب از مقدار ۲ تا ۰ کاهش می‌یابد. یک عامل جستجوی تصادفی در حالت  $|\vec{A}| > 1$  انتخاب می‌شود، این در حالی است که بهترین راه حل زمانی انتخاب می‌شود که جهت بروز رسانی موقعیت عوامل جستجو،  $|\vec{A}| < 1$  باشد. بسته به مقدار  $P$ ، الگوریتم WOA این قابلیت را دارد تا بین حرکت دایروی و یا مارپیچی یکی را انتخاب کند. در نهایت، الگوریتم WOA با ارضای شرایط خاتمه، پایان می‌پذیرد [۲۶].

## ۷- مورد های مطالعاتی

دو مورد مطالعاتی چهار و ده جریانی برای بررسی عملکرد روش پیشنهادی برای طراحی شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی در نظر گرفته شده است. اطلاعات مربوط به طراحی شبکه‌ها از گزارش‌های معتبر استخراج شده و برای طراحی تفصیلی و بهینه‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

### ۷-۱- مورد مطالعاتی اول

مطالعه موردی اول شامل دو جریان گرم و دو جریان سرد بوده که از مطالعات فراتسو و همکاران [۲۷]، سرنا و همکاران [۲۸] و اورتگا و همکاران [۲۹] اقتباس شده است. داده‌های ترمودینامیکی و فیزیکی و اقتصادی جریان‌ها به ترتیب در جداول ۲ تا ۴ نشان داده شده است. ضریب‌های کلی انتقال گرما برای یوتیلیتی گرم (بخار)  $5 \frac{Kw}{m^2 \cdot ^\circ C}$  و یوتیلیتی سرد (آب سرد)  $2/5 \frac{Kw}{m^2 \cdot ^\circ C}$  هزینه یوتیلیتی گرم  $(\frac{\$}{Kw \cdot year})$  ۱۱۰، هزینه یوتیلیتی سرد  $(\frac{\$}{Kw \cdot year})$  ۱۰ در نظر گرفته شده است.

جدول ۲- اطلاعات ترمودینامیکی مورد مطالعاتی اول

جریان	$M [kg/s]$	$T_{in} [K]$	$T_{out} [K]$	$cost [$/ (kw yr)]$
H1	۶	۱۷۵	۴۵	
H2	۱۵	۱۲۵	۶۵	
C1	۸/۱۵	۲۰	۱۵۵	
C2	۶/۶	۴۰	۱۱۲	
CW		۱۵	۲۵	۱۰
S		۱۸۰	۱۷۹	۱۱۰

F	۰/۹۷۸۸	۰/۹۷۳۴	۰/۹۱۳۱	۰/۸۵۹۵	۰/۹۹۱۰
$u_{Pr}$ (m/s)	۲/۶۰	۳/۶۷	۳/۴۷	۲/۰۲	۱/۴۰
$\Delta P_r$ (pa)	۱۹۸۴۲	۳۵۱۹۴	۱۱۳۶۷۰	۲۲۷۵۶	۱۳۰۶۴
$h_r$ (W/m <sup>2</sup> C)	۴۷۶۸/۱۰	۱۴۴۰/۸۰	۱۱۰۰۰۸	۶۰۸۲/۳۰	۲۴۶۵/۹۰
$u_s$ (m/s)	۰/۳۸	۰/۳۵	۱/۲۵	۱/۳۳	۰/۳۱
$\Delta P_s$ (pa)	۳۵۳۸/۱۰	۱۴۲۸/۵۰	۲۹۷۴۷۰	۲۵۶۷۷۰	۱۴۰۹/۱۰
$h_s$ (W/m <sup>2</sup> C)	۹۳۲۲/۸۰	۸۸۴۷/۲۰	۱۰۳۴/۳۰	۱۱۴۶/۵۰	۵۳۳۷
$U_{overall}$ (W/m <sup>2</sup> C)	۲۵۹۳/۱۰	۱۰۳۱/۶۰	۹۱۲/۶۸	۹۲۱/۹۳	۱۳۶۲/۵۰
$N_{TP}$	۱	۱	۱	۱	۳
$N_r$	۲۰۸	۱۲۳	۲۹۱	۱۰۲	۱۹۴
$N_b$	۶	۹	۹	۱۲	۹
$N_s$	۱	۴		۳	۴
$N_{SS}$	۱	۱	۳	۳	۱
$L_r$ (mm)	۱۸۳۰	۱۸۳۰	۱۸۳۰	۲۴۴۰	۳۰۰۰
$D_s$ (mm)	۱۶۹/۰۵	۱۶۵/۱۷	۱۴۳/۴۰	۱۷۴/۹۶	۴۰۶/۷۲
$d_i$ (mm)	۵/۲۳	۵/۲۳	۴/۹۳	۱۰/۹۲	۱۲/۸۰
$d_o$ (mm)	۶/۳۵	۶/۳۵	۶/۱۶	۱۳/۶۵۳	۱۶
چینمان لوله‌ها	۳۰	۴۵	۳۰	۳۰	۳۰
B (mm)	۳۰۰	۲۰۰	۲۰۰	۲۰۰	۲۰۰
$B_c$	۱۵	۱۵	۱۵	۱۵	۱۵
$P_r$ (mm)	۱۰/۷۴	۱۲/۷۰	۷/۷۰	۱۵/۸۷	۲۵/۶۰
محل عبور جریان گرم	پوسته	پوسته	لوله	لوله	پوسته
Pumping cost (\$)	۴۲۵۲/۴۰	۴۲۹۱/۱۰	۶۰۶۳	۵۴۶۷/۸۰	۴۱۷۹/۱۰
$C_{power}$ (\$/year)	۱۴۸/۸۳	۲۰۲/۰۳	۲۹۰۳/۷۰	۱۹۵۹/۳۰	۹۳/۶۶
$C_{cap}$ (\$)	۳۳۴۶۲	۳۳۹۳۱	۱۵۵۶۱۰	۱۷۳۵۳۰	۳۲۶۰۴

با توجه به جدول ۱۲، جواب به دست آمده به وسیله روش پیشنهادی  $۳۰/۹۷۸$ ٪ نسبت به مرجع [۱۶]،  $۱۰/۷۶۹$ ٪ نسبت به مرجع [۲۹]،  $۱۴/۶۵۴$ ٪ نسبت به مرجع [۳۰] و  $۱۱/۲۱۳$ ٪ نسبت به مرجع [۳۱]، کاهش در هزینه سالیانه شبکه را نشان می‌دهد. مقایسه مساحت جریان‌ها بین مراجع [۲۹-۳۱] و روش پیشنهادی نشان می‌دهد که تقریباً مقادیر یکسانی را برای مساحت جریان‌ها پیدا کرده‌اند. اما تغییرات در میزان افت فشار نشان می‌دهد که پیدا کردن مسیر بهینه جریان‌های سرد و گرم در داخل لوله و پوسته و طراحی بهینه هندسی مبادله‌کن‌های گرمایی می‌تواند در کاهش هزینه‌های پمپاژ و همچنین هزینه سالیانه شبکه مفید واقع شود. هزینه پمپاژ  $۴۴/۵۸۸$ ٪ نسبت به مرجع [۲۹]،  $۳۰/۹۰۶$ ٪ نسبت به مرجع [۳۰] و  $۶۴/۷۰۵$ ٪ نسبت به مرجع [۳۱] کاهش را نشان می‌دهد.

جدول ۸- مشخصات فیزیکی جریانات مورد مطالعاتی دوم

متغیر	مقدار
$\mu$	$۲/۱۰۰۴ (kg/ms)$
$\rho$	$۶۳۴ (kg/m^3)$
$C_p$	$۲۴۵۴ (J/kg K)$
k	$۰/۱۱۱۴ (W/m K)$

Capital exchangers cost (\$)	۱۳۸۴۱۷۳/۲۲	۴۵۳۴۰۴/۵۰	۵۰۱۰۲۱/۳۳
Total annual cost (\$/year)	۳۹۴۳۹۰/۵۲	۱۸۲۴۵۶/۳۶	۱۹۸۴۳۲/۴۵

جدول ۶- درصد کاهش یا افزایش نتایج مورد مطالعاتی اول

پارامتر	Value (%)	
	مرجع [۲۸]	مرجع [۲۹]
Total area	+۲۹/۸۹	+۲۲/۶۸
Capital cost for exchangers	-۶۳/۸۰	+۱۰/۵۰
Pumping cost	+۵۶۶/۹۴	+۵۲/۲۹
Capital pumps cost	+۱۶۸/۶	+۱۲۸/۹۸
Total cost	-۴۹/۸۶	+۸/۷۶

۷-۲- مورد مطالعاتی دوم

مورد مطالعاتی دوم شامل هفت جریان گرم و سه جریان سرد و همچنین چهار منبع جریان گرم یوتلیتی و یک منبع جریان سرد یوتلیتی بوده که از مراجع [۱۶ و ۳۱-۲۹] اقتباس شده است. خصوصیات ترمودینامیکی و فیزیکی جریان‌ها در جدول‌های ۸ و ۹ مشخص شده است. ضریب کلی انتقال گرما برای یوتلیتی گرم و سرد برابر  $۴۴۴ (w/m^2k)$ ، هزینه یوتلیتی گرم  $۶۰ ($/kw.year)$ ، هزینه یوتلیتی سرد  $۶ ($/kw.year)$ ، هزینه الکتریسیته  $۰,۷ ($/J.year)$ ، ضریب سالیانه برای هزینه مبادله‌کن‌ها  $(1/year)$ ، بازده پمپ برابر ۱ و ضریب رسوب برابر صفر در نظر گرفته شده است. شکل ۴ شبکه مطالعاتی مورد دوم را نشان می‌دهد.

در جدول ۱۰ پارامترهای طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی فرآیندی برای مورد مطالعاتی دوم نشان داده شده است. مقایسه نتایج حاصل شده مورد مطالعاتی دوم با گزارش‌های میزوتانی و همکاران [۱۶]، اورتگا و همکاران [۲۹]، مایکل شورت و همکاران [۳۰] و شیائو و همکاران [۳۱] در جداول ۱۱ و ۱۲ مشخص است. یکی از پارامترهای طراحی تعیین مسیر دو سیال بوده که منجر به طراحی بهینه مبادله‌کن‌های گرمایی می‌شود. دو پارامتر لزجت و شدت جریان سیال می‌توانند تعیین کننده انتخاب مسیر سیال باشند. در بیشتر مبادله‌کن‌های گرمایی مشاهده می‌شود با قرار دادن سیال با شدت جریان کمتر در سمت پوسته ضریب انتقال گرمای بزرگتر و طراحی اقتصادی‌تری حاصل شده که علت این موضوع را می‌توان در تفاوت عدد رینولدز برای آشفته شدن جریان در دو سمت پوسته و لوله دانست. آشفته شدن جریان در لوله برای اعداد رینولدز بزرگتر از ۴۰۰۰ رخ می‌دهد، در حالی که همین وضعیت در پوسته برای اعداد رینولدز ۴۰۰ پیش می‌آید. ضریب‌های کلی انتقال گرما و افت فشار مهم‌ترین شاخص مفهومی در طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی به‌شمار می‌رود. برای ضریب کلی انتقال گرما روند افزایشی نسبت به مراجع را نشان می‌دهد.

جدول ۷- جزئیات طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی برای مورد مطالعاتی اول

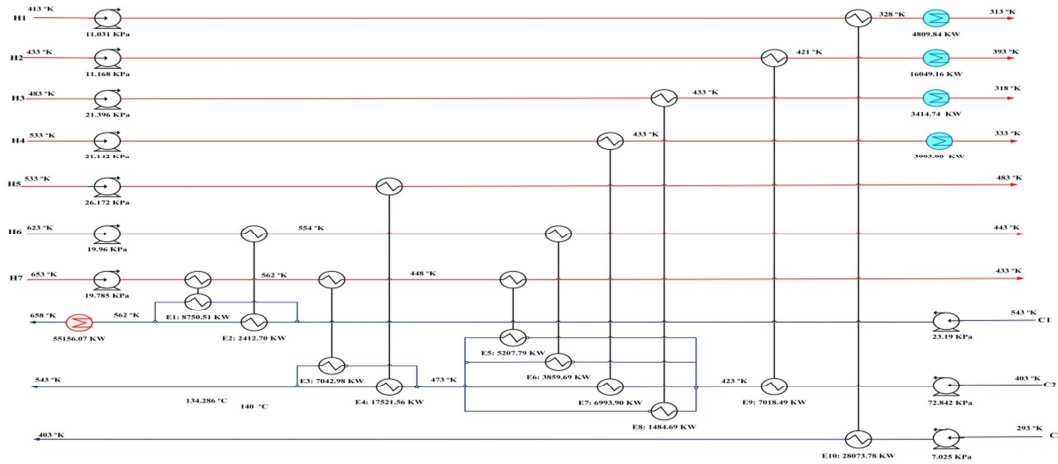
پارامتر	شماره مبدل				
	E <sub>1</sub>	E <sub>2</sub>	E <sub>3</sub>	E <sub>4</sub>	E <sub>5</sub>
Area (m <sup>2</sup> )	۳/۹۳	۴/۸۱	۵۲/۲۱	۷۱/۳۳	۲/۴۲
Q (kW)	۳۹۵	۱۰۵	۹۷۵	۱۴۲۵	۲۷۵
$\Delta T_{LMTD}$ (K)	۳۹/۵۵	۲۱/۷۱	۲۲/۴۰	۲۵/۲۱	۸۴/۱۹

H7	۳۸/۹	۶۵۳	۴۳۳	
C1	۲۳۵	۵۴۳	۶۵۸	
C2	۱۴۳	۴۰۳	۵۴۳	
C3	۱۰۴	۲۹۳	۴۰۳	
CW		۲۹۳	۲۹۸	۶
S		۷۰۰	۷۰۰	۶۰

جدول ۹- اطلاعات ترمودینامیکی مورد مطالعاتی دوم

جریان	$M[kg/s]$	$T_{in}[K]$	$T_{out}[K]$	$cost[\$/(kW\text{yr})]$
H1	۱۳۴	۴۱۳	۳۱۳	
H2	۲۳۵	۴۳۳	۳۹۳	
H3	۱۲/۱	۴۸۳	۳۱۸	
H4	۲۸/۵	۵۳۳	۳۳۳	
H5	۱۰۲	۵۵۳	۴۸۳	
H6	۱۴/۲	۶۲۳	۴۴۳	

بهینه‌سازی اقتصادی شبکه مبادله‌کن گرمایی ...



شکل ۴- شبکه بهینه مورد مطالعاتی دوم

جدول ۱۰- جزییات طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی مورد مطالعاتی دوم

پارامتر	شماره مبادله‌کن گرمایی									
	E <sub>1</sub>	E <sub>2</sub>	E <sub>3</sub>	E <sub>4</sub>	E <sub>5</sub>	E <sub>6</sub>	E <sub>7</sub>	E <sub>8</sub>	E <sub>9</sub>	E <sub>10</sub>
Area(m <sup>2</sup> )	۲۸۵/۰۲	۱۲۱/۷۶	۶۳۹/۵۷	۲۹۴۶/۱۰	۶۱۸/۹۹	۱۱۶/۵۱	۲۹۲/۳۳	۲۴۲/۶۷	۶۸۴/۴۸	۲۷۸۴/۱۰
Q(kW)	۸۷۵/۵۱	۲۴۱۲/۷۰	۷۰۴۲/۹۸	۱۷۵۲۱/۵۶	۵۲۰۷/۷۹	۳۸۵۹/۶۹	۶۹۹۳/۹	۱۴۸۴/۶۹	۷۰۱۸/۴۹	۲۸۰۷۳/۷۸
$\Delta T_{LMTD}(K)$	۴۵/۹۶	۲۹/۱۸	۱۶/۹۲	۱۰	۱۲/۳۳	۴۳/۶۱	۳۳/۶۶	۱۰	۳۱/۶۱	۱۹/۹۵
F	-۰/۹۶۳۸	-۰/۹۲۹۴	-۰/۸۶۴۸	-۰/۸۰۲۳	-۰/۸۶۴۸	-۰/۹۴۲۷	-۰/۸۸۹۷	-۰/۸۰۲۳	-۰/۹۴۳۲	-۰/۸۱۶۱
$v_T(m/s)$	۱/۰۱	۱/۰۱	۱/۰۱	۱/۰۷	۱/۴۱	۱/۱۴	۱/۰۰	۱/۱۲	۱/۵۲	۱/۰۶
$\Delta P_T(pa)$	۱۰۰۸۳	۶۸۱۰/۱	۱۰۹۴	۱۷۴۷۲	۲۲۰۳۸	۷۹۹۰	۲۳۰۲	۱۰۹۱۰	۱۱۱۶۸	۱۱۰۳۱
$h_T(W/m^2C)$	۱۵۰۷/۷	۱۶۰۳/۸	۱۴۷۴/۴	۱۵۱۶/۵	۲۱۸۰/۴	۱۷۴۳/۳	۱۴۹۶/۱	۱۶۰۵/۹	۲۰۶۸/۵	۱۴۳۲/۴
$v_S(m/s)$	۰/۴۷	۱/۲۴	۰/۵۶	۰/۶۸	۰/۴۵	۰/۴۷	۱	۰/۵۵	۰/۴۹	۰/۴۱
$\Delta P_S(pa)$	۳۹۲۶	۱۳۱۰۵	۷۰۴۳	۲۶۱۷۲	۸۸۱۵	۱۳۱۴۹	۲۱۱۴۲	۲۱۳۹۶	۱۱۰۳۵	۷۰۲۵
$h_S(W/m^2C)$	۱۵۵۲	۱۶۶۴	۱۷۲۷	۱۷۴۴	۱۵۲۷	۱۷۰۱	۲۲۳۵	۱۵۸۴	۱۴۷۶	۱۲۲۶
$U_{overall}(W/m^2C)$	۶۹۳/۵۱۶	۷۳۰/۴۳	۷۵۲/۴۹۸	۷۴۱/۳۱۶	۷۸۸/۸۸۲	۸۰۵/۷۶	۷۹۸/۸۴	۷۶۲/۵۸	۷۹۸/۷۵	۶۱۹/۲۲
$N_{TP}$	۱	۳	۱	۱	۱	۱	۱	۱	۱	۱
$N_T$	۹۸۰	۲۴۲	۵۱۲	۳۷۲	۱۲۴۶	۸۴۰	۱۲۰	۲۸۴	۳۷۲	۲۰۸
$N_b$	۱۲	۴	۹	۱۲	۱۰	۹	۴	۹	۵	۸
$N_S$	۴	۴	۴	۴	۴	۴	۴	۴	۴	۴
$N_{shells}$	۲	۲	۵	۷	۵	۳	۳	۵	۲	۵
$L_T(mm)$	۲۴۴۰	۱۸۳۰	۱۸۳۰	۳۰۰۰	۲۴۴۰	۱۸۳۰	۱۸۳۰	۱۸۳۰	۲۴۴۰	۳۶۶۰
$D_S(mm)$	۱۳۷۶	۸۵۹	۱۱۷۶	۱۳۵۷	۱۱۷۱	۸۳۱	۶۴۲	۷۵۰	۱۴۴۷	۱۲۸۵
$d_i(mm)$	۲۱/۸۰	۱۸/۸۰	۲۳/۶۲	۲۶/۸۰	۱۲/۸۰	۱۷/۲۷	۲۱/۸۰	۲۹/۹۷	۲۸/۸۰	۳۴/۸۰
$d_o(mm)$	۲۵	۲۲	۲۵/۴۰	۳۰	۱۶	۱۹/۰۵	۲۵	۳۱/۷۵	۳۲	۳۸



چیدمان لوله‌ها	۴۵	۴۵	۳۰	۴۵	۳۰	۳۰	۴۵	۳۰	۴۵	۴۵
B(mm)	۲۰۰	۵۰۰	۲۰۰	۲۵۰	۲۴۰	۲۰۰	۵۰۰	۲۰۰	۴۵۰	۴۵۰
B <sub>c</sub>	۱۵	۴۵	۱۵	۱۷	۲۰	۱۵	۲۰	۱۵	۱۵	۱۵
P <sub>r</sub> (mm)	۳۷/۵۰	۴۴	۴۷/۶۰	۶۰	۳۰/۴۰	۲۶/۲۸	۳۰/۲۶	۴۰/۸۳	۶۴	۷۶
محل عبور جریان گرم	پوسته	لوله	پوسته	پوسته	پوسته	پوسته	پوسته	پوسته	لوله	لوله
C <sub>pump</sub> (\$/year)	۲۷۸۴/۸۰	۳۵۰۷/۱۰	۲۰۳۰/۱۰	۵۷۰۶	۳۸۵۸/۱۰	۱۴۶۷/۸۰	۳۴۱۰/۵۰	۲۰۰۸/۴۰	۴۶۴۰/۱۰	۲۴۳۸/۶۰
C <sub>cap</sub> (\$/year)	۲۷۸۲/۷۰	۲۰۷۰/۲۰	۳۸۹۵/۲۰	۸۲۳۹/۳۰	۳۸۳۹	۲۰۴۲/۲۰	۲۸۱۰	۲۶۱۸/۷۰	۴۰۱۵/۶۰	۷۹۹۷/۸۰

جدول ۱۱- نتایج مورد مطالعاتی دوم و مراجع

مطالعه حاضر	مرجع [۳۱]	مرجع [۳۰]	مرجع [۲۹]	مرجع [۱۶]	پارامتر
۱۱۸۳۲/۵۸	۱۲۱۷۶/۲۰	-	۱۲۴۰۶/۶۸	۵۴۳۱/۶۷	Total area(m <sup>2</sup> )
۳۴۹۶۹۷۰/۲۹	۳۸۸۶۸۰۳	۴۰۹۱۹۷۵	۳۴۹۶۹۷۰/۲۹	۵۱۵۴۲۸۲	Utility cost (\$/year)
۵۸۳۴۲/۳۹	۶۳۱۵۵	۶۴۹۸۲	۶۰۵۲۷/۹۰	۳۸۰۴۳/۸۸	Heat exchanger capital cost (\$/year)
۳۱۸۵۱/۵۰	۹۰۲۴۵	۴۶۰۹۹	۵۷۴۸۱/۵۵	۴۸۰۷	Total pumping cost (\$/year)
۳۵۸۷۱۶۴/۱۸	۴۰۴۰۲۰۳	۴۲۰۳۰۵۷	۳۶۱۴۹۷۹/۷۴	۵۱۹۷۱۳۲/۸	Total cost (\$/year)

### ۹- نمادها

A	سطح انتقال گرما (m <sup>2</sup> )
A <sub>f</sub>	ضریب هزینه سالیانه 1/year
B	فاصله بین دیوارک‌ها (m)
B <sub>c</sub>	برش دیوارک‌ها (/.)
B <sub>in</sub>	فاصله داخلی بین دیوارک‌ها (m)
C <sub>cap</sub>	هزینه سرمایه گذاری مبدا (\$/year)
CCU	هزینه یوتیلیتی سرد (\$/kW yr)
CHU	هزینه یوتیلیتی گرم (\$/kW yr)
C <sub>p</sub>	ظرفیت گرمایی ویژه (J/kg K)
C <sub>pump</sub>	هزینه سرمایه گذاری پمپ (\$)
C <sub>pumping</sub>	هزینه پمپاژ (\$/year)
d <sub>e</sub>	قطر هیدرولیکی پوسته (m)
d <sub>i</sub>	قطر داخلی لوله (m)
d <sub>o</sub>	قطر خارجی لوله (m)
D <sub>s</sub>	قطر داخلی پوسته (m)
d <sub>TN,inlet</sub>	قطر ورودی نازل سمت لوله (m)
d <sub>TN,outlet</sub>	قطر خروجی نازل سمت لوله (m)
F	ضریب تصحیح دمای متوسط لگاریتمی
F <sub>L</sub>	ضریب ناشی بر اساس پیکربندی مبدا
F <sub>p</sub>	ضریب گام بر اساس چیدمان لوله
h <sub>s</sub>	ضریب انتقال گرمایی سمت پوسته (W/m <sup>2</sup> C)
h <sub>t</sub>	ضریب انتقال گرمایی سمت لوله (W/m <sup>2</sup> C)
J <sub>s</sub>	ضریب تصحیح برای دیوارک‌ها با فاصله متغیر
k	رسانایی گرمایی (W/m K)
L	طول لوله (m)
M	دبی (kg/s)
N <sub>b</sub>	تعداد دیوارک‌ها
N <sub>shells</sub>	تعداد پوسته
N <sub>T</sub>	تعداد لوله
N <sub>tp</sub>	تعداد گذر لوله
Pr <sub>s</sub>	عدد پراوتل سمت پوسته
Pr <sub>t</sub>	عدد پراوتل سمت لوله
P <sub>T</sub>	گام لوله (m)
Q	آهنگ انتقال گرما (watts)
R <sub>s</sub>	ضریب تصحیح برای دیوارک‌ها با فاصله متغیر
TAC	هزینه کلی سالیانه (\$)
T <sub>ci</sub>	دمای ورودی سیال سرد (K)
T <sub>co</sub>	دمای خروجی سیال سرد (K)
T <sub>hi</sub>	دمای ورودی سیال گرم (K)

جدول ۱۲- درصد کاهش یا افزایش نتایج مورد مطالعاتی دوم نسبت به مراجع

پارامتر	نسبت تغییرات (%)			
	مرجع [۳۱]	مرجع [۳۰]	مرجع [۲۹]	مرجع [۱۶]
Total area	-۲/۸۲	-	-۴/۶۲	+۱۱۷/۸۴
Utility costs	-۱۰/۰۳	-۱۴/۵۴	-	-۳۲/۱۵
Capital cost for exchangers	-۷/۶۲	-۱۰/۲۲	-۳/۶۱	+۵۲/۳۵
Total pumping cost	-۶۴/۷۰	-۳۰/۹۰	-۴۴/۵۸	+۵۶۲/۶۰
Total cost	-۱۱/۲۱	-۱۴/۶۵	-۰/۷۶	-۳۰/۹۷

### ۸- نتیجه گیری

در این مقاله، روش جدیدی با تلفیق الگوریتم فرا ابتکاری وال جهت کاهش هزینه کلی سالیانه شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی، همراه با در نظر گرفتن پارامترهای هندسی: قطر لوله‌ها، طول لوله‌ها، گام لوله‌ها، تعداد چیدمان لوله-ها، درصد برش دیوارک‌ها، فاصله بین دیوارک‌ها، تعداد پاس لوله‌ها، محل عبور جریان گرم و سرد، رعایت استاندارد TEMA و افت فشار و سرعت مجاز جریان در سمت لوله و پوسته به عنوان متغیرهای طراحی ارائه شد. روش پیشنهادی برای دو نمونه مطالعاتی مورد استفاده قرار گرفت. نتایج بدست آمده برتری این روش نسبت به مراجع را نشان داده است. تغییرات در میزان افت فشار نشان می‌دهد که پیدا کردن مسیر بهینه جریان‌های سرد و گرم در داخل لوله و پوسته، می‌تواند نسبت به حالت ثابت در نظر گرفتن این مسیرها، در کاهش هزینه‌های پمپاژ و همچنین هزینه کلی سالیانه شبکه مفید واقع شود. با توجه به سادگی و قدرت روش ارائه شده در این مقاله، برای مسایل طراحی شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی، می‌توان این روش را با تغییرات کمی برای طراحی و همچنین اصلاح شبکه مبادله‌کن‌های گرمایی صنعتی واقعی و بزرگ با وجود مشکلات مربوطه از جمله تنوع مبادله‌کن‌های گرمایی استفاده شده، تغییر فاز جریان‌ها و موارد مشابه دیگر به کار برد که می‌تواند به عنوان کارهای آتی برای محققان در نظر گرفته شود.

swarm optimization (PSO)." *Heat and Mass Transfer* 50, no. 10, pp. 1375-1384, 2014.

[14] Serna Medardo, and Arturo Jiménez. "An area targeting algorithm for the synthesis of heat exchanger networks." *Chemical engineering science* 59, no. 12, pp. 2517-2520, 2004.

[15] Jegede F.O, and G. T. Polley. "Optimum heat exchanger design, *Transactions of the Institution of Chemical Engineers; (United Kingdom)* 70, no. pt A, 1992.

[16] Mizutani Fabio T., Fernando LP Pessoa, Eduardo M. Queiroz, Steinar Hauan, and Ignacio E. Grossmann. "Mathematical programming model for heat-exchanger network synthesis including detailed heat-exchanger designs. 2. Network synthesis, *Industrial & engineering chemistry research* 42, no. 17, pp. 4019-4027, 2003.

[17] Yee Terrence F., and Ignacio E. Grossmann. "Simultaneous optimization models for heat integration—II. Heat exchanger network synthesis, *Computers & Chemical Engineering* 14, no. 10, pp. 1165-1184, 1990.

[18] Karimi Habib, Hossein Ahmadi-Danesh-Ashtiani, and Cyrus Aghanajafi, Applying multiple decomposition methods and optimization techniques for achieving optimal cost in mixed materials heat exchanger networks, *International Journal of Energy Research* 43, No. 8, pp. 3711-3722, 2019.

[19] Lakzian E., Hoseinzade D. Study to increase the efficiency of shell and tube heat exchanger of the two-stage compressor in Touss Power plant. *Journal of Mechanical Engineering*, 50(2), pp. 163-167. doi: 10.22034/jmeut.2020.9990, 2020.

[20] Shah Ramesh K., and Dusan P. Sekulic. *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, 2003.

[21] Jiang Ning, Jacob David Shelley, and Robin Smith. "New models for conventional and heat exchangers enhanced with tube inserts for heat exchanger network retrofit." *Applied thermal engineering* 70, No. 1, pp. 944-956, 2014.

[22] Smith, Robin. *Chemical process: design and integration*, Second edition. Chichester, West Sussex, United Kingdom: John Wiley & Sons, 2016.

[23] Serth, Robert W., and Thomas Lestina. *Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb*. Academic press, 2014.

[24] Purohit, G. P., Estimating costs of shell-and-tube heat exchangers, *Chemical engineering (New York, NY)* 90, no. 17, pp. 56-67, 1983.

[25] Ponce JM, Serna M, Rico V, Jimenez A. Optimal design of shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms. In *Computer Aided Chemical Engineering*, pp. 985-990, 2006.

[26] Mirjalili, Seyedali, and Andrew Lewis. The whale optimization algorithm. *Advances in engineering software* 95, pp. 51-67, 2016.

[27] Frausto-Hernández, Sergio, V. Rico-Ramirez, Arturo Jiménez-Gutiérrez, and Salvador Hernández-Castro. MINLP synthesis of heat exchanger networks considering pressure drop effects, *Computers & chemical engineering* 27, No. 8-9, pp. 1143-1152, 2003.

[28] Serna-González, Medardo, José María Ponce-Ortega, and Arturo Jiménez-Gutiérrez, Two-level optimization algorithm for heat exchanger networks including pressure drop considerations, *Industrial & engineering chemistry research* 43, No. 21, pp. 6766-6773, 2004.

[29] Ponce-Ortega, José M., Arturo Jiménez-Gutiérrez, and Ignacio E. Grossmann, Optimal synthesis of heat exchanger networks involving isothermal process streams, *Computers & Chemical Engineering* 32, No. 8, pp. 1918-1942, 2008.

[30] Short Michael, Adeniyi J. Isafiade, Duncan M. Fraser, and Zdravko Kravanja. "Synthesis of heat exchanger networks using mathematical programming and heuristics in a two-step optimisation procedure with detailed exchanger design, *Chemical Engineering Science* 144, pp. 372-385, 2016.

[31] Xiao Wu, Kaifeng Wang, Xiaobin Jiang, Xiangcun Li, Xuemei Wu, Ze Hao, and Gaohong He. "Simultaneous optimization strategies for heat exchanger network synthesis and detailed shell-and-tube heat-exchanger design involving phase changes using GA/SA, *Energy* 183, pp.1166-1177, 2019.

دمای خروجی سیال گرم (K)	$T_{ho}$
ضریب کلی انتقال گرما ( $W/m^2 K$ )	$U$
سرعت سیال در سمت پوسته (m/s)	$v_s$
سرعت سیال در سمت لوله (m/s)	$v_t$

#### نمادهای یونانی

دمای متوسط لگاریتمی	$\Delta_{LMTD}$
افت فشار (pa)	$\Delta P$
لزجت ( $kg/ms$ )	$\mu$
چگالی ( $kg/m^3$ )	$\rho$

#### زیرنویس‌ها

جریان سرد	$c$
جریان گرم	$h$
ورودی	$i$
خروجی	$o$
سمت پوسته	$S, s$
سمت لوله	$T, t$

#### ۱۰- مراجع

[1] Patel V. K., and R. V. Rao. Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique, *Applied Thermal Engineering* 30, No. 11-12, pp. 1417-1425, 2010.

[2] Mohammadi R., Ghasemi A., Safikhani H. Heat transfer intensification of shell-and-tube heat exchangers of the crude oil distillation unit in Imam Khomeini oil refining company, *Journal of Mechanical Engineering*, 49(4), pp. 239-248, 2019.

[3] Kakac Sadik, Hongtan Liu, and Anchasa Pramuanjaroenkij. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. CRC press, 2020.

[4] Rao R.V. and Saroj A., Constrained economic optimization of shell-and-tube heat exchangers using elitist-Jaya algorithm. *Energy*, No. 128, pp. 785-800, 2017.

[5] Venkata Rao R, Saroj A. Constrained economic optimization of shell-and-tube heat exchangers using a self-adaptive multi population elitist-jaya algorithm. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*: Aug 1;10(4), 2018.

[6] Karimi H, Ashtiani HA, Aghanajafi C. Study of mixed materials heat exchanger using optimization techniques. *Journal of Engineering, Design and Technology*, 2019.

[7] Sanaye, Sepehr, and Hassan Hajabdollahi, Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 30, No. 14-15, pp. 1937-1945, 2010.

[8] Raja B.D., Jhala R.L. and Patel V. Many-objective optimization of shell and tube heat exchanger. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2, pp.87-101, 2017.

[9] Hajabdollahi H., Naderi M. and Adimi S. A comparative study on the shell and tube and gasket-plate heat exchangers: The economic viewpoint. *Applied Thermal Engineering*, 92, pp.271-282, 2016.

[10] Sadeghzadeh H., Ehyaei M.A. and Rosen M.A. Techno-economic optimization of a shell and tube heat exchanger by genetic and particle swarm algorithms. *Energy Conversion and Management*, 93, pp.84-91, 2015.

[11] Selbaş Resat, Önder Kızılkcan and Marcus Reppich, A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 45, no. 4, pp. 268-275, 2006.

[12] Babu B.V and S.A. Munawar. "Differential evolution strategies for optimal design of shell-and-tube heat exchangers." *Chemical Engineering Science* 62, no. 14, pp. 3720-3739, 2007.

[13] Ghanei Assareh, E.Assareh M. Biglari, A. Ghanbarzadeh, and Ar R. Noghrehabadi. "Thermal-economic multi-objective optimization of shell and tube heat exchanger using particle